

実機実稼働下のねじ締結体に加わる負荷の解析と疲労寿命推定法 (後編)*

晴山蒼一**, 真鍋健一***

下平貴之****, 星暁生*****

HAREYAMA Soichi, MANABE Ken-ichi

SHIMODAIRA Takayuki, HOSHI Akio

本報はProceedings of the ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress & Exposition にて発表した著者らの論文「WORKING LOAD ANALYSIS AND STRENGTH ESTIMATION FOR BOLTED JOINTS DURING ACTUAL MACHINE OPERATION」⁽¹⁾を邦文化し解説するものである。前編では実機に用いられるねじ締結体に加わる負荷の解析方法および実機実稼働時の測定・解析事例を述べた。後編ではねじ締結体の疲労寿命推定の考え方を述べるとともに建設機械に適用した事例を示す。特に疲労限度設計および有限寿命設計の事例を通して本法の有用性を解説する。

5 ねじ締結体の疲労寿命設計と寿命推定の考え方

5.1 疲労限度設計

よく知られているように、ねじ締結体の強度設計では一般には疲労限度設計が用いられる。製品1台に多数のねじ部品が使われる場合は、ねじ1本1本の実働応力測定を行うことは困難であり、設計段階に予測する負荷荷重からねじに生ずる応力レベルを疲労限度以下になるように設計を行う。表2は山本⁽¹⁵⁾が大滝-吉本

表2 ねじの疲労限度 (N/mm²)⁽¹⁵⁾

Pitch Standard	Nominal Diameter	$\sigma_{w}(A_2)$					$\sigma_{w}(A_3)$				
		Strength Grade					Strength Grade				
		4.8	6.8	8.8	10.9	12.9	4.8	6.8	8.8	10.9	12.9
Metric Coarse Screw Thread	M 6	81	56	64	78	81	72	50	57	70	72
	M 8	61	49	59	72	76	55	44	52	65	68
	M 10	52	45	55	69	72	47	41	50	62	65
	M 12	48	43	53	67	71	43	39	48	61	64
	M 16	42	39	49	62	66	39	35	45	57	61
	M 20	39	37	46	61	65	36	34	43	56	59
Metric Fine Screw Thread	M 8×1	74	51	59	71	74	68	47	54	66	68
	M 10×1.25	57	46	54	67	71	52	42	50	62	65
	M 12×1.25	54	44	52	64	68	51	41	49	60	63
	M 16×1.5	45	39	48	60	63	43	37	45	56	59
	M 20×1.5	42	37	44	56	59	40	35	42	53	56
	M 24×2	37	35	42	55	58	35	33	40	52	55

* 原稿受付：平成27(2015)年8月15日

** 首都大学東京 理工学研究科 客員教授, *** 首都大学東京 理工学研究科 教授

**** 日立建機(株) 技術開発センタ 主任技師, ***** 日立建機(株) 実験解析評価センタ 技師

による疲れ強さの推定値から整理したねじの疲労限度であり、設計基準として活用される。表にはおねじの谷の断面積 (A_g) およびおねじの有効断面積 (A_s) で整理された疲労限度が示されている。最近の設計では有効断面積で整理された疲労限度を用いる場合が多いようである。疲労限度は図 17 の S-N 線図に示すとおり、ねじ締結体に荷重が繰返し加わっても破損しない応力レベルで、通常応力振幅で表される。

実機の実験開発段階では、設計時に予測した応力レベルの確認のため実働応力測定なども行われ、応力振幅が疲労限度以下であることを確認する。

5. 2 有限寿命設計

たとえば農業機械のように、収穫のシーズンにのみ使われる機械では疲労限度設計を行うと過剰品質の設計となる場合がある。このような場合には有限寿命設計が行われ、機械の重量低減やコストダウンなどが行われる。寿命推定には図 17 に示すように対象とするねじの S-N 線図と機械実稼働時の応力頻度線図を用いマイナー則と累積被害則を用いて寿命値を推定する。

疲労被害度 D_i および推定寿命 T_L はそれぞれ式 (9) および式 (10) で求めることができる。 n_i は応力頻度線図におけるある応力振幅レベルの頻度カウントである。一方、 N_i はその応力振幅レベルの S-N 線図の読み (カウント数) である。各応力振幅レベルの被害度の累積値が疲労被害度 D_i となる。実機の実働試験時間を T_i とすると、対象とするねじ締結体の寿命推定値 T_L が求まる。

$$D_i = \sum (n_i / N_i) \dots\dots (9)$$

$$T_L = T_i / D_i \dots\dots (10)$$

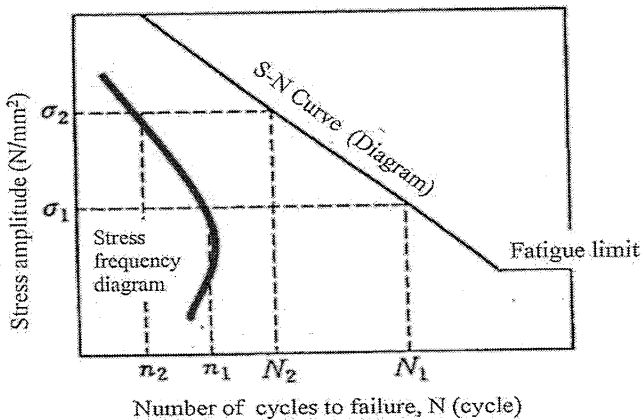


図 17 S-N 線図と応力頻度線図

6 疲労寿命推定

6. 1 実働時の負荷と応力の関係

前編の負荷測定で説明したとおり本法のように実機ボルトの代わりに、負荷測定用スタッドなどを用いるような場合には、スタッドでの測定結果を換算して実機ボルトに加わる負荷および応力を求めなければならない。

負荷測定用スタッドを用いたねじ締結体に外力 W_a が作用したとき、スタッドに生ずる軸力 P_A と外力の関係は次のとおりである。

$$P_A = \phi_T \cdot W_a \dots (11)$$

ここで ϕ_T : 負荷測定用スタッドを用いたときのねじ締結体の内力係数

同じ外力 W_a が、実機ボルトでのねじ締結体に加わったとした場合のボルト軸力 P も同様に示すことができるから、軸力の換算式は次のとおりである。

$$P = \frac{\phi_A}{\phi_T} P_A \dots (12)$$

ここで ϕ_A : 実機ボルトでのねじ締結体の内力係数

表3は、負荷測定用スタッドおよび実機ボルトでのねじ締結体のばね定数および内力係数を求めたもので、計算値および実験的に求めた値を示した。図18は、実機ボルトおよび被締結部材のばね定数の測定状況を示したものである。

図19および図20はそれぞれ、負荷と応力の測定用スタッド締結体および実機ボルトの締結体のばね定数測定結果である。計算値に比べ実験値は少し小さめに測定されている。

実機ボルトでの曲げモーメント M_e についても、測定スタッドでの曲げモーメント測定結果を M_e' とすると、簡便に扱うため次式のように経験的に設定し計算を行っている。

$$M_e = \frac{\phi_A}{\phi_T} M_e' \dots (13)$$

上述の方法によって求めた負荷からねじ最弱部断面に加わる負荷は、場合によっては測定部から最弱部へさらに換算する必要があるが、ここでは求めた負荷が近似的にねじ最弱部断面に加わる負荷を与えるものとする。これらの負荷から、ねじ最弱部断面に加わる最大応力を求めると以下ようになる。

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A_2} + \frac{M_e}{Z_2} \dots (14)$$

ここで σ_{max} : おねじの有効断面積

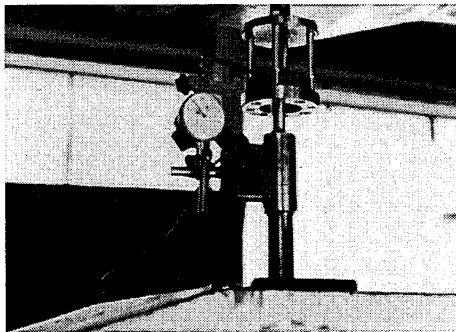
A_2 : おねじの有効断面積

Z_2 : おねじの有効断面積

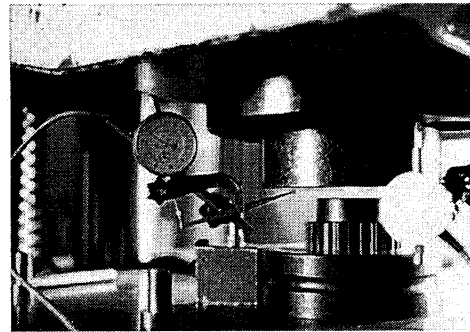
さて、ねじの疲労破損は一般に軸方向応力による場合が多いようである。したがって、疲労限度設計の場合には式(14)で得られる応力振幅が疲労限度以下となるようにしなければならない。有限寿命設計の場合には式(14)で求まる軸応力の応力頻度線図を求め累積被害則を用いて寿命推定値を求めることになる。

表3 実機ボルトと測定用スタッドのばね定数と内力係数

Term		Calculation	Experimental
Stud joint for measuring instrument	Stiffness constant	Stud (N/μm)	129.7
		Member (N/μm)	1,280.7
	Stiffness constant factor Φ_T	0.092	0.066
Bolted joint for prototype machine	Stiffness constant	Bolt (N/μm)	598.0
		Member (N/μm)	2,370.3
	Stiffness constant factor Φ_A	0.201	0.138
Stiffness constant ratio Φ_A/Φ_T		2.18	2.09



a) ボルトの伸びの測定



b) 被締結部材の縮み量の測定

図18 ダイヤルゲージによるばね定数の測定例(実機ねじ締結体)

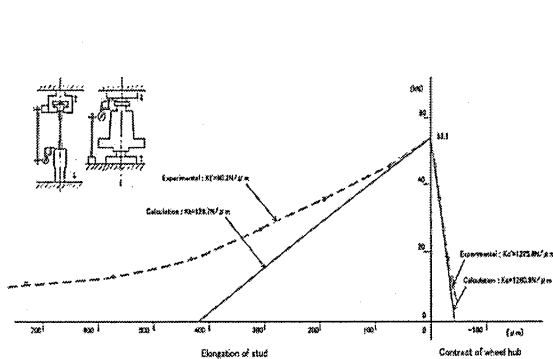


図19 ばね定数の測定(測定用スタッド)

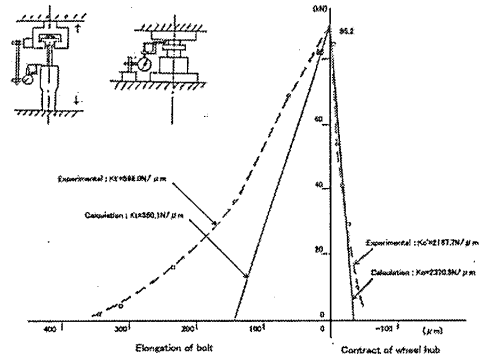


図20 ばね定数の測定(実機ボルト)

6.2 ベンチテストによる疲労限度設計の検証

疲労限度設計の事例として、図21に示す中型クラスの油圧ショベルでの検討結果を示す。テスト評価するボルトは図22に示すようなハンドレールのマウントボルトである。評価は、実機稼働時の外力を忠実に再現できる6軸力振動試験システムによるテストベンチを用いて行った。試験結果を図23に示す。測定

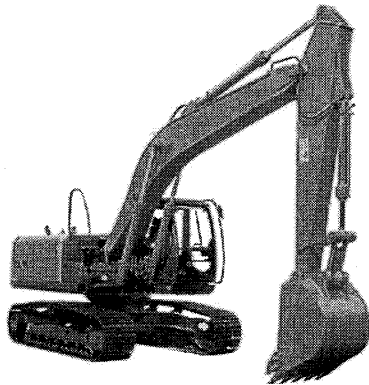


図 2 1 中型油圧ショベル



図 2 2 テスト評価ボルト

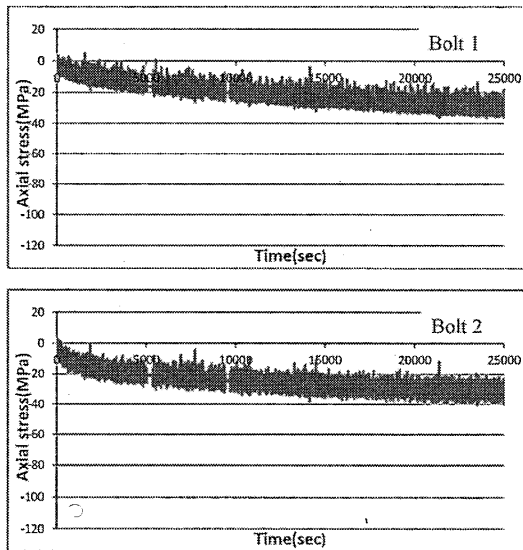
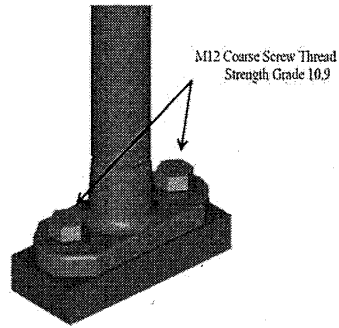


図 2 3 ベンチテストでの試験結果

された最小と最大のピーク範囲すなわち応力レンジは約 2.5 MPa である。疲労限度は一般には応力振幅で表示されるから、12.5 MPa (N/mm^2) となる。表 2 から、M12 並目、強度区分 10.9 の疲労限度は 61 (N/mm^2) であり、本試験結果の応力振幅は疲労限度をはるかに下回ることが確認できる。

6. 3 実働応力測定による有限寿命推定

図 17 に示した負荷頻度線図などは、スタッドあるいはボルト軸上の任意の測定断面に加わる負荷を対象としたものである。一般的に、スタッドあるいはボルト軸上の異なる位置では負荷状態も変わることから、ある測定断面での解析結果から、他のたとえば最弱部断面の負荷状態を求めることは簡単ではない。

しかしながら、前述のように実機における重要ボルトの多くは、設計段階から負荷状態を単純化し、場合によっては一様になるよう構造上工夫し設計するのが一般的である。したがって、ある任意断面の負荷解析結果から最弱部断面の負荷状態を推定できる場合も少なくない。また通常、ボルトの最弱部はめねじとのかみ合いの第1ねじ山付近あるいは首下部であり、その近傍での負荷測定結果を近似的に用いることも、実用上問題ないと考えられる。本例でも、求めた負荷がねじ最弱部の負荷を与えるものとして扱うことにする。

図24は、実機ボルトに対して求めた応力頻度とS-N線図である。強度評価を行うためにはこれらから累積被害則による疲労寿命計算法を用いて寿命値を求めればよい。図の応力頻度は、負荷ピーク値の時系列データを用い、式(14)による軸方向応力から負荷頻度と同様にピーク法を用い頻度計数した結果を示したものである。また、S-N線図は実機ボルト相当品について、電気油圧サーボ疲労試験機を用いて求めた。なお、図の頻度線図は実験時間30分のデータであるが、S-N線図との比較に便利のように実験時間を5,000時間当りの頻度に換算して示した。表4はこれらの結果から求めた各応力振幅レベルの疲労被害度および累積被害度である。累積被害度と試験時間から式(10)を用いて寿命推定値を求めた。

なお、有限寿命推定では疲労限度以下の応力振幅レベルも疲労寿命に影響を与えるとの研究が菊川ら⁽²⁰⁾や城野⁽²¹⁾によって報告され修正マイナー則などとして定着している。ねじ締結体の場合、どの程度の疲労限度以下の応力振幅レベルが疲労寿命に影響を与えるのか定かでないが、ここでは便宜的に70%まで影響を与えるものとした。

通常、実機稼働時にボルトに加わる応力は疲労限以下となるよう設計することが多いが、本例のようなプロトタイプ機では、図24のように実働応力が疲労限度を上まわるような場合もある。このような場合には、有限寿命として修正マイナー則などを用いて寿命推定などを行い、安全性を確認するかあるいは最大応力が疲労限度以下となるよう改造を施すことになる。本例では、生産車についてはねじサイズの変更、有効なゆるみ止めなどの対策を行い、現在すでに車両の目標耐用時間を経過したものについても何ら問題がなく、市場実績としても強度上の信頼性を確認している。

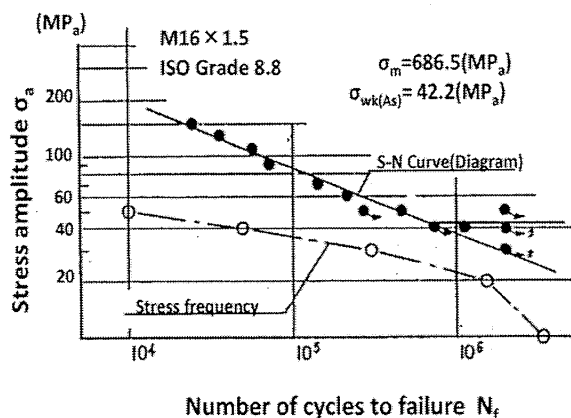


図24 実機ボルトの応力頻度線図とS-N線図

表4 寿命推定値

Window (MPa)	Frequency count		Fatigue damage
	Working stress (n_i)	S-N Diagram (N_i)	
40-50	1	4.3×10^5	2.3×10^{-6}
30-40	5	8.3×10^5	6.0×10^{-6}
20-30	31	1.8×10^6	1.72×10^{-5}
10-20	152	-	-
0-10	336	-	-
Cumulative damage D_I	-	-	0.255×10^{-4}
Prediction lifetime T_L	-	-	19,600 (h)

求めた負荷頻度あるいは応力頻度などの結果は、ばね定数の問題・測定位置の問題などから不十分な面はあると考える。特に内力係数は澤、大宮⁽²²⁾の研究にある新しい解析式を用いるなどして精度を上げていくことが必要であろう。また、測定位置については例えば市場での実績あるいはボルトゲージなどによる簡単な応力測定との対比から、基準化を図るなどにより工業的には十分な精度をもったものとする可以考虑。

7 まとめ

ねじ締結体の強度評価を行う上では、ねじに加わる負荷の測定・解析結果から、適正なねじサイズ・強度区分あるいは形状などを選定できるような設計技術情報として、ねじ締結体に加わる負荷をまとめ設計基準化しておくことが肝要である。また、特に製品開発を効率よく進めていく上で有効な同時多元設計の基本的な技術となるものである。

以上のような背景をもとに、ねじ締結体に加わる負荷の解析方法について、ひずみゲージを用いた測定方法およびその解析式などをまとめた。更に、建設機械の構造部材の締結用ねじについて、実働負荷測定・解析および強度評価を実施した。以下、その結果を簡単にまとめる。

- (1) ねじ締結体に加わる負荷を、ひずみゲージを用いて測定・解析するための解析式をまとめ、それによりねじに加わる軸力・曲げモーメントおよびねじりトルクを精度よく分離解析できることを実験的に検証した。
- (2) 本法を建設機械構造部材の締結に用いるボルトに適用し、実機稼働時に複合的に加わる負荷をピーク法により頻度計数し負荷頻度としてまとめた。
- (3) 寿命推定法では、ベンチテスト結果から疲労限度設計および実働時の応力解析結果から有限寿命設計法としてまとめ、建設機械構造部材を対象として評価結果を示した。
- (4) 特に有限寿命設計の事例では、負荷の時系列データからピーク法による応力頻度線図を求め、実機ボルト相当品によるS-N線図から、実働荷重下の疲労寿命推定法すなわち修正マイナー則などにより、ねじの強度評価ができることを示した。

参考文献

- (1) Hareyama S., Manabe K., Shimodaira T., Hoshi A., Working Load Analysis and Strength Estimation for Bolted Joints during Actual Machine Operation, Proceedings of the ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2014-39193, 2014.
- (2) Hareyama S., Manabe K., Improving Tightening Reliability on Bolted Joints for Calibrated Wrench Method (An Analysis on Optimum Tightening Torque by Confidence Limit Ellipse). Proceedings of ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress & Exposition. IMECE2013-63387, 2013.
- (3) Hareyama, S., Manabe, K., Nakashima, M., The Absolute Evaluation and Loosening Life Prediction Method on Self Loosening of Bolted Joints during Actual Machine Operation, Proceedings of the ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2012-86415, pp.853-864, 2012.
- (4) Simpson, D. J., 1991, Towards Secure Wheels, Transport Engineer, Aug., pp.10-11.
- (5) Cross, R., 1992, The Lost Wheel Crisis, Commercial Carrier Journal, Vol.149, No.11, pp.38-43.
- (6) Manning, L., 1987, The Case of the Runaway Lift, Mechanical Engineering, Vol.109, No.5, pp.62-67.
- (7) Baggerly, G. R., 1996, Hydrogen-Assisted Stress Cracking of High-Strength Wheel Bolts, Engineering Failure Analysis, Vol.3, No.4, pp.231-240.
- (8) Hoang, D. T., Herbelot, C., Imad, A., 2012, On Failure Mode Analysis in a Bolted Single Lap Joint under Tension-Shearing, Engineering Failure Analysis, No.24, pp.9-25.
- (9) 福岡, 野村, 上平, 有限要素解析による大型車ホイールボルトに発生する応力振幅の評価, 日本機械学会論文集(2011), Vol.77, No.782, pp.3840-3849.
- (10) 沢, ねじに関する事故例とその原因, 日本ねじ研究協会誌(1999), Vol.30, No.11, pp.334-344.
- (11) JFRI Committee for Research of Bolt Tightening, 1978, Research on Tightening Characteristics of High Strength Bolts (Report 1) (in Japanese), JFRI, p.79.
- (12) Weber, J. O., Berger, C., Arz, U., 2008, Nut Resilience and Vibration Fatigue Limit of Bolted Joints, SAE Technical Paper Series, No. SAE-2008-01-0544, 7p.
- (13) Minguez, M. J., Vogwell, J., 2006, Effect of Torque Tightening on the Fatigue Strength of Bolted Joints, Engineering Failure Analysis, Vol.13, No.8, pp.1410-1421.
- (14) Hashimura, S., Socie, F. D., 2005, A Study of Loosening and Fatigue of Bolted Joints under Transverse Vibration, Special Publications SAE, No.SP-1952, pp.117-127.
- (15) 山本, ねじ締結の原理と設計(2007), 養賢堂, p.166.
- (16) Bickford, J. H., 1995, An Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints (Third Edition), CRC Press, pp.565-601.
- (17) Buhr, K., Wuttke, U., Berger, C., 2009, Finite-Element-Based Methods for the Fatigue Design of Bolts and Bolted Joints, SAE Technical Paper Series, No.SAE-2009-01-0041, 10p.
- (18) VDI (Verein Deutscher Ingenieure) 2230 Blatt 1/Part 1, 高強度ねじ締結の体系的計算法—円筒状一本ボルト締結—(2003), 日本ねじ研究協会, pp.38-44, pp.67-68.
- (19) 晴山, 長嶋, 中村, 奥田, 実機稼動時におけるねじのゆるみおよび強度評価に関する研究 (第2報, ねじ継手に加わる負荷解析と強度評価) (1989), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.55, No.511, p.736-742.
- (20) 菊川, 城野, 宋, 繰返し塑性ひずみと累積疲労損傷, (1972)材料, 第21巻, 第227号, 753-758.
- (21) Jono, M., 2005, Fatigue Damage and Crack Growth under Variable Amplitude Loading with Reference to the Counting Methods of Stress-Strain Ranges, International Journal of Fatigue, Vol.27, No.8, pp.1006-1015.
- (22) Sawa, T., Omiya, Y., New Design Formula for Bolted Joints Under Tensile Loads, Proceedings of ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Vol. 2B: Advanced Manufacturing, IMECE2013-65150, 10 pages.

(完)